

Wojciech KARPIUK
Grzegorz KINAL
Rafał SMOLEC

PTNSS–2015–3504

Analysis of the effects of rape fuels on elements modern injection systems in diesel engines

The progressive development of automotive makes, that it has increasing impact on the environment. Therefore, different regulations are still introduced, in order to reduce this impact. Entering the next emissions exhaust standards makes that demands for modern compression-ignition engines still rises. In order to meet them it is necessary to construct new, innovative, working with high pressure injection systems. This creates a high sensitivity to parameters and quality of fuel. In view of the increasing popularity of biofuels a need to examine their impact on the wear appeared. The article discusses the impact of rising emission requirements on the development of injection systems. Efforts have also been the subject of the impact of biofuels on the wear of these systems. Based on the investigations the nature of the surface wear of the pump shaft pins have been described.

Key words: biofuels, diesel, FAME, issue, surface roughness, tribology, wear

Analiza wpływu stosowania paliw rzepakowych na elementy nowoczesnych układów wtryskowych w silnikach o zapłonie samoczynnym

Postępujący rozwój motoryzacji sprawia, że zaczyna ona mieć coraz większy wpływ na środowisko naturalne. W związku z tym sukcesywnie wprowadza się regulacje prawne mające na celu zmniejszenie tego oddziaływania. Wprowadzanie kolejnych norm emisji spalin sprawia, że rosną wymagania stawiane współczesnym silnikom o zapłonie samoczynnym. Aby je spełnić konieczne jest konstruowanie coraz nowocześniejszych, pracujących z większym ciśnieniem, układów wtryskowych. Związane jest to z wysoką wrażliwością układu na parametry jego pracy i jakość stosowanego paliwa. W związku z rosnącą popularnością biopaliw powstała konieczność zbadania ich wpływu na zużycie elementów nowoczesnych pomp paliwowych.

W artykule omówiono wpływ rosnących wymagań emisyjnych na rozwój układów wtryskowych. Podjęto również tematykę wpływu stosowania biopaliw na zużycie elementów tych układów. Na podstawie przeprowadzonych badań określono charakter zużycia powierzchni czopów wałka pompy.

Słowa kluczowe: biopaliwa, chropowatość powierzchni, emisja, FAME, olej napędowy, tribologia, zużycie

1. Wstęp

Rosnąca świadomość ekologiczna społeczeństwa jest jednym z czynników napędzających rozwój techniki. W ostatnich latach jej istotna rola zostaje coraz bardziej zauważalna również w przemyśle motoryzacyjnym. Objawia się ona głównie w zmianach wykorzystywanych materiałów – coraz częściej używane są materiały umożliwiające prowadzenie recyklingu. Zauważalne są również działania prowadzące do zmniejszenia zużycia paliwa i emisji toksyn.

Table 1. Exhaust emission standards EURO for CI engines

Tablica 1. Normy emisji spalin EURO dla silników ZS

emisja [g/km]	EURO 1 (1993)	EURO 2 (1996)	EURO 3 (2000)	EURO 4 (2005)	EURO 5 (2009)	EURO 6 (2014)
CO	3,16	1	0,64	0,5	0,5	0,5
HC	-	0,15	0,06	0,05	0,05	0,05
NOx	-	0,55	0,5	0,25	0,18	0,08
HC+NOx	1,13	0,7	0,56	0,3	0,23	0,17
PM	0,14	0,08	0,05	0,009	0,005	0,005

Dobłą miarą rozwoju motoryzacji są rosnące wymagania dotyczące norm emisji spalin EURO (tab. 1.). Zauważyć należy że w ciągu 21 lat dopuszczalna emisja substancji szkodliwych została zmniejszona ponad sześciokrotnie. Wprowadzenie coraz większych ograniczeń dopuszczalnych zawartości szkodliwych substancji w spalinach przyczyniło się również do ogromnego rozwoju układów paliwowych. Początkowo silniki o zapłonie samoczynnym były zasilane paliwem wtryskiwanym do komory wstępnej, bądź wirowej. Pompy rozdzielaczowe pozwalały na uzyskanie ciśnienia rzędu 160 bar, a czas i dawka wtrysku paliwa sterowana była mechanicznie. Konstrukcje tego typu umożliwiały spełnienie wymagań normy EURO 1. Zaostrzenie wymagań emisyjnych poprzez wprowadzenie normy EURO 2, która zaczęła obowiązywać od 1996 roku, przyczyniło się do znacznego rozwoju układów zasilania. Od tego czasu układy z komorą wirową zaczęły być wypierane przez

układy z wtryskiem bezpośrednim do komory spalania. Początkowo za wytwarzanie ciśnienia odpowiadały pompy rozdzielaczowe, jednak zostały one szybko wyparte przez pompy rotacyjne i wtryskiwacze sterowane elektronicznie. Tego rodzaju układy pozwalały na osiągnięcie ciśnienia wtrysku rzędu 300 bar. Szybko rosnąca liczba produkowanych samochodów sprawiła, że w 2000 roku zaczęła obowiązywać norma EURO 3.

W celu spełnienia wymagań tej normy w silnikach o zapłonie samoczynnym dalej stosowano układy z pompą rotacyjną, ale zaczęły się też pojawiać układy paliwowe nowego typu wykorzystujące pompowtryskiwacze i układy common rail pierwszej generacji. Pompowtryskiwacze wprowadziły pewną nowość do układów zasilania. Dzięki wysokiemu ciśnieniu wtrysku sięgającemu do 2000 bar możliwy był podział dawki paliwa na dwie części. Pierwsza generacja układów common rail pozwalała na osiąganie ciśnień rzędu 1300 bar. W 2001 roku wprowadzono układ II generacji, który osiągał ciśnienie wtrysku rzędu 1600 bar i pozwalał na podzielenie dawki na 5 części. Wprowadzenie w 2005 roku normy EURO 4 doprowadziło do dalszego rozwoju pompowtryskiwaczy, których odmiany sterowane piezoelektrycznie osiągały ciśnienie wtrysku rzędu 2200 bar. W pojazdach spełniających normę

układom common rail. Zwiększono ciśnienie wtrysku do 2000 bar, a dzięki zastosowaniu piezoelektrycznych wtryskiwaczy wprowadzono podział dawki nawet na 8 części. Wprowadzone w 2009 roku wymagania emisyjne normy EURO 5 możliwe były do spełnienia już niemal wyłącznie przez układy common rail. Od tego roku zdecydowana większość nowych samochodów z silnikami o ZS wyposażona była w układ paliwowy tego typu. Wprowadzenie normy EURO 6 to dalszy rozwój układów common rail. Najnowsza generacja tego typu systemu wytwarza ciśnienie paliwa rzędu 1300 bar, które następnie wzmacniane hydraulicznie we wtryskiwaczach. Pozwala to na osiągnięcie ciśnienia wtrysku powyżej 2000 bar. Uzyskiwanie tak wysokich ciśnień wymaga stosowania odpowiednich materiałów, jak również wysokiej dokładności wykonania podzespołów. Tolerancja, z jaką wykonywane są pary precyzyjne współczesnych układów wtryskowych, wynosi do 1 mikrometra.

W związku ze zmniejszeniem w ostatnich latach liczby nowoodkrytych złóż ropy naftowej zaczęto zastanawiać się nad zastąpieniem paliw ropopochodnych biopaliwami. Bardzo dobrym substytutem dla oleju napędowego okazały się estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego (FAME).

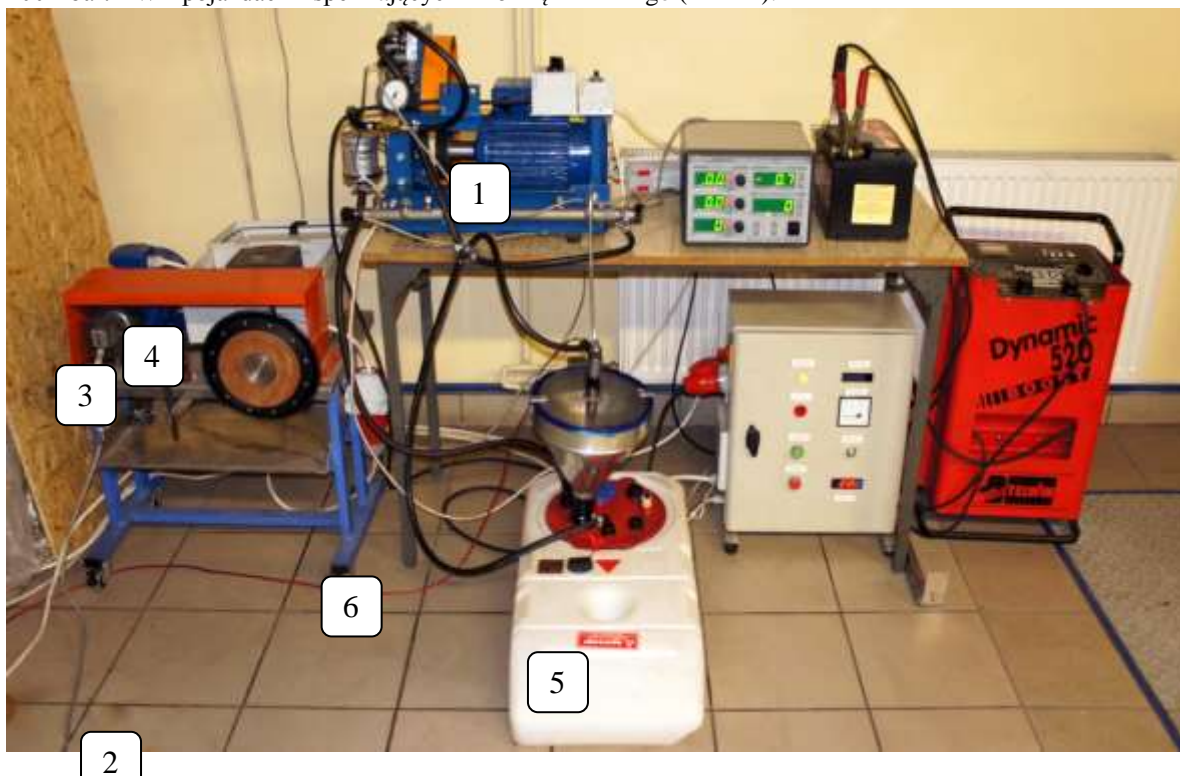


Fig. 1. General view on the test stand: 1 – mobile common rail test bench, 2 – AC inverter, 3 – common rail control system, 4 – injector control system, 5 – tank with supply fuel pump, 6 – power system of supply fuel pump

Rys. 1. Stanowisko testowe: 1 – mobilne stanowisko common rail, 2 – falownik AC, 3 – sterownik common rail, 4 – układ sterowania wtryskiwacza, 5 – zbiornik paliwa z pompą, 6 – układ zasilania wstępnej pompy paliwa

EURO 4, coraz większy udział zaczął przypadać

Dzięki właściwościom zbliżonym do oleju napędowego mogą one być wykorzystywane do zasilania silników o ZS jako paliwo samodzielne lub jako dodatek do paliwa bazowego. Zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 9 grudnia 2008 r. w sprawie wymagań jakościowych dla paliw ciekłych dopuszcza się udział do 5 % objętości biokomponentów w paliwie dostępnym na polskim rynku.

Istotną zaletą biopaliw odnosi się do procesu ich spalania w silniku. Spalanie paliw kopalnianych skutkuje emisją m.in. dwutlenku węgla będącego gazem cieplarnianym. Emisja tego składnika spalin jest silnie akumulowana w atmosferze. Nazywa się to otwartym obiegiem węgla. Zgodnie z ekspertami [1], [2] dwutlenek węgla jest w znacznym stopniu odpowiedzialny za tzw. efekt cieplarniany występujący na Ziemi. Czynniki powodujące wzrost efektu cieplarnianego mogą być jedną z przyczyn globalnego ocieplenia skutującego zmianami klimatu na planecie. Zastosowanie paliw produkowanych z roślin prowadzi do zamkniętego obiegu węgla. Ta sama ilość CO₂ produkowana podczas spalania w silniku jest z powrotem absorbowana przez rośliny na drodze fotosyntezy podczas ich uprawy. Silniki zasilane biopaliwami nadal produkują dwutlenek węgla, aczkolwiek emisja ta w odniesieniu do środowiska może być rozpatrywana jako neutralna [3]. W związku z powyższym sytuacja taka nie ma konsekwencji w globalnym ociepleniu.

W związku z wzrostem popularności paliwa alternatywnego, którego właściwości pomimo wielu podobieństw, nie są takie same jak oleju napędowego

(główna różnica to inna lepkość, gęstość i smarność), powstaje konieczność przeprowadzenia badań trwałościowych mających na celu określenie charakteru zużywania się poszczególnych elementów podczas eksploatacji.

2. Budowa stanowiska i metodologia

Obiektem przeprowadzonych badań był układ paliwowy silnika M47D z pojazdu BMW 320d, w którego skład wchodziła pompa wysokiego ciśnienia firmy Bosch typ CP3S3 o numerze katalogowym 0 445 010 126, zasobnik wysokiego ciśnienia wraz z czujnikiem i zaworem regulującym ciśnienie oraz wtryskiwacz o symbolu 7 789 661.

Układ został zainstalowany na specjalnym stole umożliwiającym napęd pompy wysokiego ciśnienia za pomocą silnika elektrycznego. Prędkość obrotowa silnika elektrycznego regulowana była za pomocą falownika prądu przemiennego. Sterowanie elementami wykonawczymi układu



Fig. 2. Research object –the common rail pump Bosch type CP3S3

Rys. 2. Obiekt badań – badana pompa common rail Bosch typ CP3S3

Table 2. Test operating parameters

Tablica 2. Parametry pracy układu testowego

PARAMETR	WARTOŚĆ
Dzienny czas pracy układu	8 h
Tygodniowy czas pracy układu	40 h
Łączny czas pracy układu	600 h
Liczba kilometrów odpowiadająca czasowi pracy układu (V _{sr} =60 km/h)	36 000 km
Prędkość obrotowa wałka pompy wysokiego ciśnienia	2000 obr/min
Ciśnienie w zasobniku paliwa	100 MPa
Temperatura paliwa	od 18 °C do 58 °C
Współczynnik wypełnienia zaworu regulacyjnego na pompie	75%
Współczynnik wypełnienia zaworu regulacyjnego na zasobniku paliwa	od 47 % do 61 %
Czas otwarcia wtryskiwacza:	
- I dawka	0,30 ms
- II dawka	0,70 ms

odbywało się za pomocą odpowiedniego sterownika. Kontroler pozwalał na odczyt ciśnienia paliwa w zasobniku, oraz dzięki funkcji regulatora PID, zapewniał odpowiedni dobór współczynnika wypełnienia sygnału sterującego zaworem regulującym, tak aby ciśnienie w zasobniku było na stałym poziomie. Widok stanowiska został przedstawiony na rysunku 1.

Wykorzystywana w badaniach pompa wysokiego ciśnienia składa się z trzech sekcji tłoczących napędzanych poprzez specjalną krzywkę za pomocą wałka mimośrodowego. Zdemontowana pompa wraz z elementami pojedynczej sekcji tłoczącej została przedstawiona na rysunku 2.

Przeprowadzone badania zakładały pracę układu testowego na biopaliwie, które zostało wyprodukowane według technologii opracowanej przez PIMR. Jakość i parametry paliwa zostały potwierdzone przez Zakład Analiz Naftowych Instytutu Nafty i Gazu w Krakowie.

Stanowisko działało 40 godzin tygodniowo (8 godzin dziennie). Podczas uruchamiania stanowiska temperatura paliwa wynosiła 18 °C. W ciągu 3 godzin pracy temperatura wzrosła do 58 °C i utrzymywała się na tym poziomie do końca dnia pracy. W celu utrzymania stałego ciśnienia w zasobniku paliwa zmiana temperatury kompensowana była przez wspomniany układ PID, który regulował wartość współczynnika wypełnienia sygnału zaworu regulacyjnego na zasobniku paliwa

Badania prowadzone były przez 15 tygodni, co dało łączny czas około 600 h pracy układu. Parametry pracy układu testowego zostały przedstawione

w tabeli 2. Po założonym czasie pompa została zdemontowana ze stanowiska i rozmontowana w celu określenia wskaźników zużycia.

Do analizy stereometrii powierzchni 2D zastosowano profilometr stykowy firmy ZAISS wyposażony w głowice z przetwornikiem indukcyjnym i oprogramowanie SUFORM firmy SAJD METROLOGIA pozwalającym na pomiary i analizę odchyłek prostoliniowości i chropowatości powierzchni. W pomiarach wykorzystano ramię pomiarowe zakończone diamentową końcówką stykową (bez ślizgacza) w kształcie ostrosłupa o zaokrągleniu wierzchołka równym 2 μm. Głowica pomiarowa ma możliwość przemieszczania się w dwóch prostopadłych osiach, natomiast stolik, na którym spoczywa próbka daje możliwość ruchu w płaszczyźnie poziomej.

Zakres pionowy w czasie pomiarów podczas stosowania głowicy indukcyjnej wynosił ± 200 μm. Przesuw iglicy pomiarowej pozwala na wykonanie profilogramu o maksymalnej długości do 100 mm. Zastosowana prędkość przesuwu końcówki pomiarowej w czasie pomiarów wynosiła 0,1 mm/s (możliwości przyrządu to 0,01 mm/s do 1 mm/s). Pomiary przeprowadzono ustalając odcinek elementarny $\lambda_c = 2,5$ mm, gdzie adekwatnie odcinek pomiarowy L_n wynosił 12,5 mm. W analizie wyników chropowatości wykorzystano filtrację odcinającą. Badania przeprowadzono zgodnie z: PN-EN 10049:2014-03; PN-H-04401:1996; PN-M-04250:1987.



Fig. 3. Signs of wear on the pump shaft

Rys. 3. Widocznie nieuzbrojonym okiem ślady zużycia na wałku pompy

3. Wyniki pomiarów

Wpływ stosowania FAME na podzespoły pompy wysokiego ciśnienia widoczny był wyraźnie po demontażu korpusu pompy.

Prowadzone obserwacje okiem nieuzbrojonym powierzchni czopa mimośrodowego wałka napędowego wysokociśnieniowej pompy CP3S3 wykazały wyraźne zmiany na skutek postępującego procesu zużycia. Widoczne ślady można zakwalifikować do bruzdowania powierzchni czopa badanego elementu, będącego przejawem zużywania ściernego oraz prawdopodobnie adhezyjnego. Dokładniejsze obserwacje wspomnianej powierzchni wykazały zmienny charakter procesów zużyciowych na obwodzie badanego czopa współpracującego z wymienną panewką osadzoną w korpusie pompy. Zmienny charakter procesu zużywania się czopa dobrze widoczny jest na fotografiach mikroskopowych. Na rys. 4a i 4c można zauważyć poprzeczne zarysowania występujące od strony krótszego promienia mimośrod. Powierzchnie widoczne na rysunkach 4b i 4d nie posiadają aż tak wyraźnych śladów zużycia. W celu dokładniejszego określenia charakteru zużycia wykonano profile geometryczne zmian struktury badanej powierzchni

Wyznaczone wybrane parametry chropowatości (R_a , R_q , R_z , R_t , R_v , R_p) na podstawie profili, wykonanych w kilku punktach (punkty równomiernie rozłożono co 60° na obwodzie (rys. 5)) na obwodzie czopa, pokazały wyraźne zmiany pewnych parametrów. Analiza otrzymanych wyników pomiarów wskazuje na stopniowy charakter zmian chropowatości powierzchni wraz z przemieszczaniem się na obwodzie badanego czopa. Wskazują

na to widoczne na rysunku 5 postępujące zmiany, parametru R_a w zakresie $0,047 \mu\text{m}$ do $0,32 \mu\text{m}$, a w przypadku parametru R_z w zakresie $0,56 \mu\text{m}$ do $3,27 \mu\text{m}$, zależnie od miejsca badania. Zmiany badanych parametrów postępujące na obwodzie czopa współpracującego z panewką mogą być spowodowane występowaniem zbyt dużych nacisków powierzchniowych prowadzących do przerwania filmu olejowego. W konsekwencji może dojść do wystąpienia tarcia mieszanego i zużywania adhezyjnego, a nawet miejscami zużywania ściernego. Tarcie mieszane występuje na ogół przy małych prędkościach obrotowych i dużych naciskach jednostkowych, co może mieć również miejsce przykładowo przy uruchamianiu silnika tym samym i pompy.

Stopniowy charakter zmian chropowatości powierzchni wraz z przemieszczaniem tych zmian na obwodzie czopa wskazuje na cyklicznie powtarzające się wzrosty nacisków powierzchniowych, które tylko w wybranym miejscu osiągają maksimum wartości (rys. 5 d) by ponownie maleć i osiągnąć minimum. Obserwacje drugiego (dłuższego) czopa wałka wykazały również identyczny charakter zmian czopa na obwodzie, a zmiany wybranych dwóch parametrów chropowatości wyznaczonych na podstawie sześciu profili wyniosły odpowiednio R_a od $0,03 \mu\text{m}$ (miejsce o najmniejszym zużyciu) do $0,48 \mu\text{m}$ (miejsce o największym zużyciu) natomiast R_z od $0,31 \mu\text{m}$ do $4,21 \mu\text{m}$.

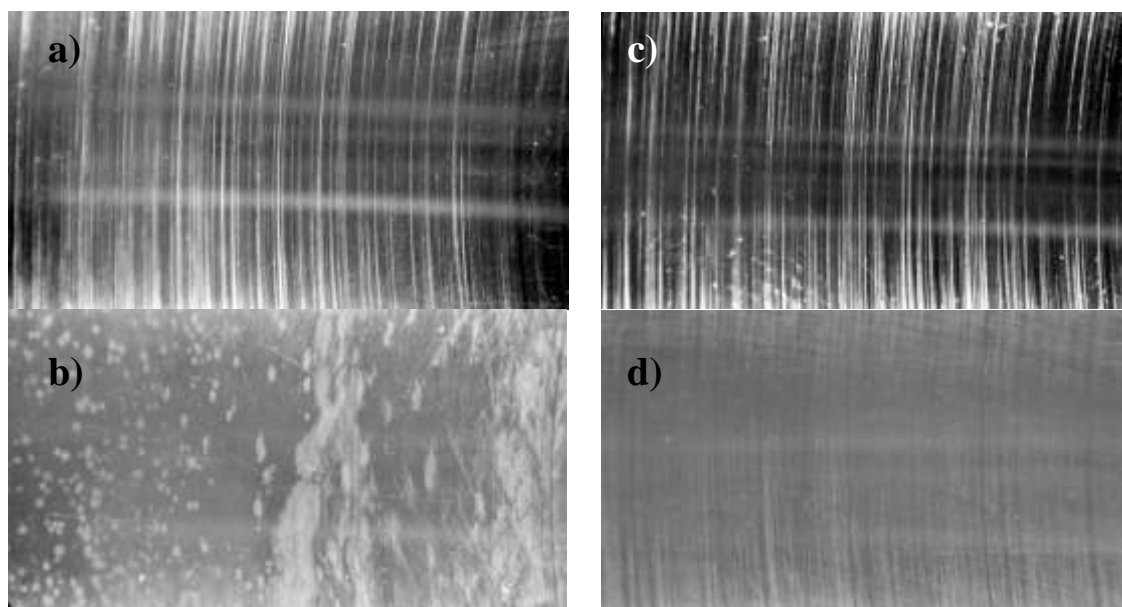
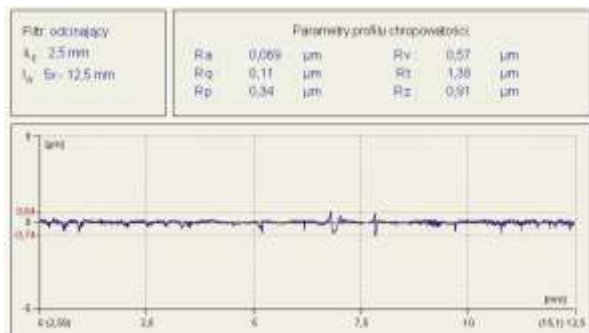
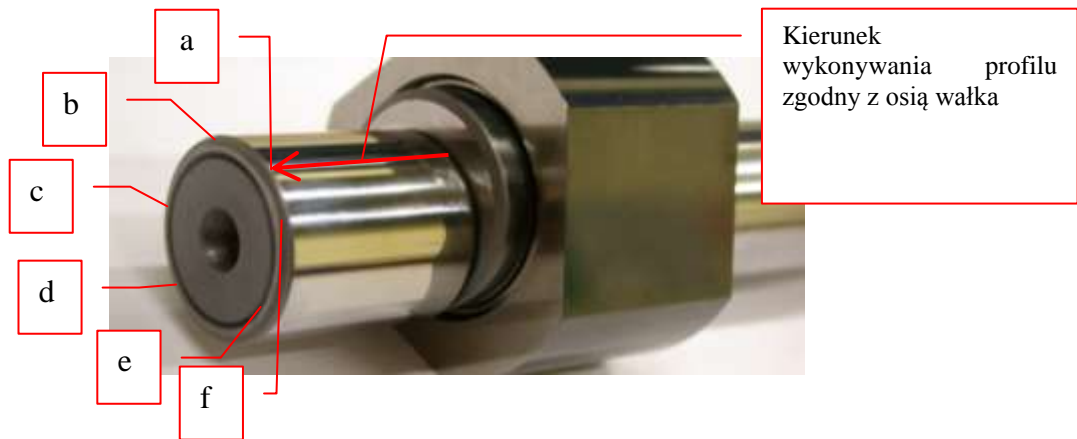
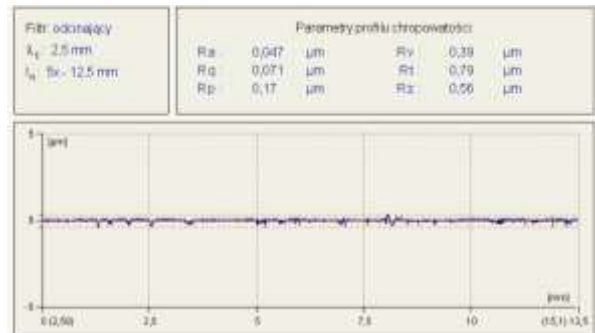


Fig. 4. Microscopic photography pump shaft pins:
a) left pin for 180° angle (pts. d), b) left pin for 0° angle (pts. a), c) right pin for 180° angle, d) right pin for 0° angle

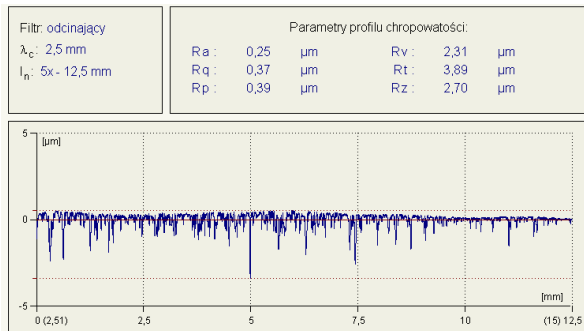
Rys. 4. Fotografia mikroskopowa czopów wałka pompy:
a) czop lewy dla kąta 180° (pkt. d), b) czop lewy dla kąta 0° (pkt. a), c) czop prawy dla kąta 180° d) czop prawy dla kąta 0°



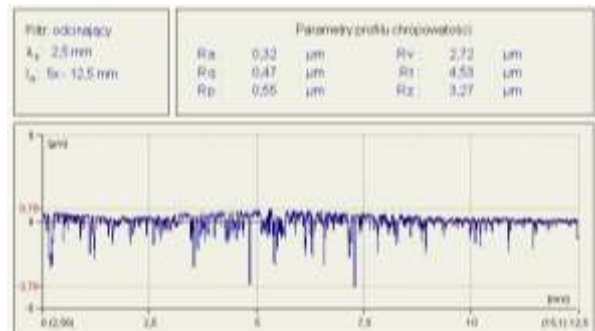
a



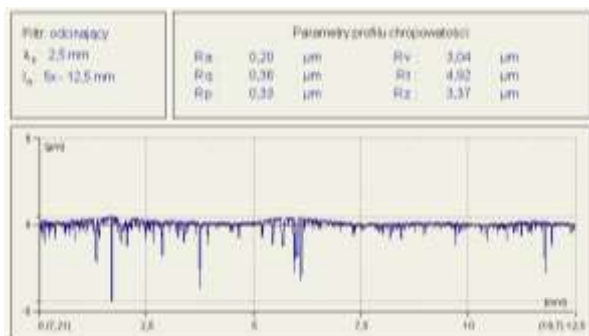
b



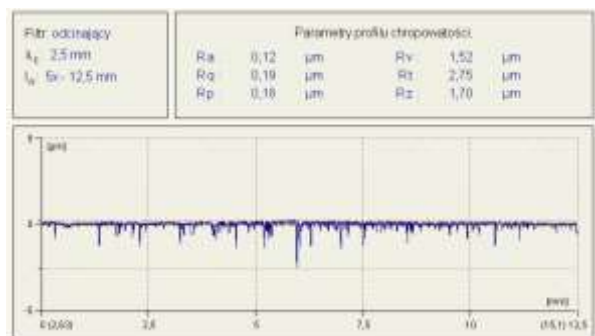
c



d



e



f

Fig. 5. The roughness profiles (a, b, c, d, e) showing the change of surface texture in selected areas on the circumference of one of the pins of the eccentric shaft of the high pressure pump CP3S3

Rys. 5. Profile chropowatości (a, b, c, d, e) obrazujące zmiany struktury geometrycznej powierzchni w wybranych miejscach na obwodzie jednego z czopów mimośrodowego wałka napędowego pompy wysokiego ciśnienia CP3S3

W miejscu współpracy wałka z uszczelnieniem wargowym zaobserwowano ślady bruzdowania w materiale wałka wynikające z tarcia materiału uszczelniaacza o czop wałka w tym miejscu. Pomiary zagłębienia wywołane procesami zużycia wykonane metodą profilową (na podstawie sześciu profili wykonanych na obwodzie co 60° uwzględniając największe zagłębienia w obszarze współpracy uszczelnienia) wykazały że zużycie w oparciu o wartość średnią i półprzedział ufności wyznaczony dla wartości średniej na poziomie istotności 0,1 wyniosło $6 \pm 1 \mu\text{m}$. Przykładowy jeden z profili wykorzystany do ustalenia zużycia czopa wałka w miejscu współpracy z uszczelnieniem przedstawiono na rysunku 6.

W celu określenia stopnia zużycia po 600 h pracy, konieczne było wykonanie profili na wałku fabrycznie nowym. Profile wykreślone zostały podobnie jak w przypadku wałka zużytego na ob-



Fig. 6. Profile shows wear of the eccentric shaft CP3S high pressure pump at the point of cooperation with the sealing lip of the pump housing.

Rys. 6. Profil obrazujący zużycie mimośrodowego wałka napędowego pompy wysokiego ciśnienia CP3S w miejscu współpracy z uszczelnieniem wargowym korpusu pompy.

wodzie obydwu czopów. W tabeli 3 zamieszczono wartości średnie parametrów powierzchni wraz z półprzedziałami ufności dla wartości średniej na

Table 3. Test operating parameters

Tablica 3. Parametry pracy układu testowego

	Parametr	Czop od strony występowania stożka na wałku (długa panewka)	Czop występujący po przeciwnej stronie niż stożek na wałku (krótka panewka)
Wałek przed procesem eksploatacji	Ra [μm]	0,021 \pm 0,002	0,022 \pm 0,002
	Rt [μm]	0,327 \pm 0,134	0,28 \pm 0,085
	Rz [μm]	0,183 \pm 0,03	0,198 \pm 0,036
	Rvk [μm]	0,048 \pm 0,019	0,051 \pm 0,017
Wałek po procesie eksploatacji w zadanych warunkach i określonym czasie eksperymentu	Ra [μm]	0,11 \pm 0,085	0,139 \pm 0,11
	Rt [μm]	0,882 \pm 0,701	1,798 \pm 1,331
	Rz [μm]	0,633 \pm 0,476	1,015 \pm 0,725
	Rvk [μm]	0,226 \pm 0,195	0,527 \pm 0,428

poziomie istotności 0,1. Wartość średnia wyznaczona została w oparciu o 6 wyników pomiarów.

4. Wnioski

Zestawienie wartości średnich parametrów chropowatości powierzchni w miejscu współpracy czopów badanego wałka z panewkami wyraźnie wskazuje na postępujący proces zużywania się czopów, na co dowodem są zmiany chociażby parametru Ra. Tendencja zmian zachowana jest dla obu badanych czopów zarówno dla czopa od strony występowania stożka na wałku, jak i po stronie przeciwnej. Zmiany widoczne są również nieuzbrojonym okiem, jednak o wiele wyraźniej charakter zużycia zaważyć można na fotografiach mikroskopowych. Można zaobserwować, że w przypadku parametru Ra następują zmiany wartości o rząd wielkości w kierunku pogorszenia chropowatości powierzchni. Oczywiście nie można wykluczyć występowania procesu docierania się pary tribologicznej jednak i tak nie zmienia to faktu, że proces eksploatacyjny doprowadził do pogorszenia chropowatości powierzchni.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

λ_c długość odcinka elementarnego na podstawie którego wyznaczone są wartości chropowatości

CI (ang. Compression Ignition) Zapłon Samoczynny
 L_n długość odcinka pomiarowego

FAME	(ang. Fatty Acid Methyl Esters) Estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego	Rq	średnie kwadratowe odchylenie profilu chropowatości
PID	(ang. proportional-integral-derivative controller), regulator proporcjonalno-całkująco-różniczkujący	Rt	całkowita wysokość profilu
PIMR	Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych	Ry	parametr wysokościowy chropowatości
Ra	średnie arytmetyczne odchylenie profilu od linii średniej mierzone wzdłuż odcinka pomiarowego lub elementarnego	Rz	wysokość chropowatości od linii średniej wzdłuż odcinka pomiarowego lub elementarnego
Rp	wysokość najwyższego wzniesienia profilu	Vsr	Średnia prędkość pojazdu

Bibliography/Literatura

- [1] Quirin M., Gärtner S., Pehnt M., Reinhard G.: CO₂-neutrale Wegezukunftiger Mobilität durch Biokraftstoffe : Eine Bestandsaufnahme. Endbericht einer Studie im Auftrag der FVV, UFOP und FAT. Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH, Heidelberg 2004.
- [2] Remele E., Widmann B.: Positionspapier Rapsölkraftstoff. Straubing : Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für nachwachsende Rohstoffe, 2004.
- [3] Energy balance and CO₂ Balance. Danish Center For Plant Oil Technology, Hurup, Danmark, 2000

Mr Wojciech Karpiuk, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Poznań University of Technology.

Dr inż. Wojciech Karpiuk – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Mr Grzegorz Kinal, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Poznań University of Technology.

Dr inż. Grzegorz Kinal – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Mr Rafał Smolec, MSc. – Phd Student in the Faculty of Mechanical Engineering at Poznań University of Technology.

Mgr inż. Rafał Smolec – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Publikacja powstała w ramach realizacji programu "Lider V", nr: Lider/015/273/L-5/13/NCBR/2014, współfinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju